

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 62-237016

(43)Date of publication of application : 17.10.1987

(51)Int.Cl.

F01L 1/46

F01L 3/10

(21)Application number : 61-080814

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 08.04.1986

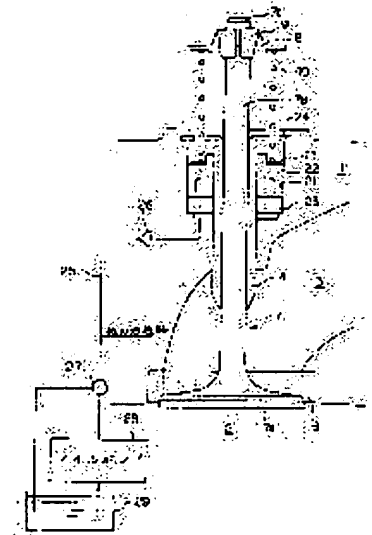
(72)Inventor : KAMEGAYA SHIGERU  
MURANAKA SHIGEO  
YOSHIMURA TORU  
MATAYOSHI YUTAKA

## (54) VALVE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

## (57)Abstract:

**PURPOSE:** To prevent the surging of a spring in the whole operation range of an engine by increasing the installation load of a return spring for a suction or exhaust valve, as the engine revolution speed increases.

**CONSTITUTION:** A suction valve 7 or exhaust valve is urged in the closing direction by a return spring 10 whose one edge is supported by a hydraulic piston 22. A portion of the lubricating oil supplied from an oil pump 28 is supplied onto the undersurface of the hydraulic piston 22 through a pipe 25 and a check valve 26. Since the pressure of the lubricating oil increases as an engine is set into the high speed revolution, the piston 22 rises against the spring 10, and the installation load of the spring is increased. Therefore, generation of surging in the valve system is prevented over the whole operation range ranging from the low speed revolution to the high speed revolution of the engine.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's  
decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

BEST AVAILABLE COPY

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑪ 公開特許公報(A)

昭62-237016

⑫ Int.Cl.<sup>4</sup>

F 01 L 1/46  
3/10

識別記号

庁内整理番号

Z-6965-3G  
B-8511-3G

⑬ 公開 昭和62年(1987)10月17日

審査請求 未請求 発明の数 2 (全12頁)

⑭ 発明の名称 内燃機関の動弁装置

⑮ 特 願 昭61-80814

⑯ 出 願 昭61(1986)4月8日

⑰ 発 明 者	亀 ケ 谷 茂	横浜市神奈川区宝町2番地	日産自動車株式会社内
⑰ 発 明 者	村 中 重 夫	横浜市神奈川区宝町2番地	日産自動車株式会社内
⑰ 発 明 者	吉 村 亨	横浜市神奈川区宝町2番地	日産自動車株式会社内
⑰ 発 明 者	又 吉 豊	横浜市神奈川区宝町2番地	日産自動車株式会社内
⑰ 出 願 人	日産自動車株式会社	横浜市神奈川区宝町2番地	
⑰ 代 理 人	弁理士 後藤 政喜	外1名	

明 細 書

発明の名称

内燃機関の動弁装置

特許請求の範囲

1. 弁ばねに付与した取り付け荷重にて閉弁保持させた吸排気弁をカムプロファイルに従い弁ばね荷重に抗して開弁させるようにした内燃機関の動弁装置において、前記弁ばねの取り付け荷重を増減する油圧アクチュエータと、このアクチュエータに導く油圧を機関回転数が高くなるほど大きくする油圧制御手段を設けたことを特徴とする内燃機関の動弁装置。

2. 弁ばねに付与した取り付け荷重にて閉弁保持させた吸排気弁をカムプロファイルに従い弁ばね荷重に抗して開弁させるようにした内燃機関の動弁装置において、前記弁ばねの取り付け荷重を増減する油圧アクチュエータと、このアクチュエータに導く油圧を機関回転数が高くなるほど大きくする油圧制御手段と、機関温度を検出する温度検出手段と、この検出手段の信号に基づいて冷機時に

は前記アクチュエータに導かれる油圧を低くする油圧逃し手段とを設けたことを特徴とする内燃機関の動弁装置。

発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

この発明は内燃機関の動弁装置に関する。

(従来の技術)

内燃機関では、燃焼したガス交換を行わせるため、燃焼室に臨んで吸排気弁が設けられ、これらの吸排気弁は動弁装置により機関回転に同期して開閉駆動される。

これを第12図について説明すると(たとえば、SAEペーパー 810787、830165参照)、同図はきのこ型の吸気弁の例で、その弁頭部7Aが燃焼室2に臨んで、またその弁軸部7Bが弁案内4に揺動自在に設けられ、吸気弁7は上部軸端部7Cのリテーナ8とシリンダヘッド1との間に圧縮状態で介装された弁ばね(コイルスプリング)10にて閉弁保持される。

一方、上部軸端部7Cにはカムプロファイルに

## 特開昭62-237016 (2)

じて振動運動するロッカアームの一端部12Aが当接しており、その他端部に当接するカムのリフトにより吸気弁7が弁ばね荷重に抗して押し下げられ、これにより吸気弁7が開弁される。

なお、3は吸気ポート、6は弁座、9はコレット、11はスプリングシートである。

(発明が解決しようとする問題点)

ところで、弁ばね10は弁の開閉に伴う伸縮により振動するので、機関回転数の変動倍が弁ばね10の固有振動数に近付くと、共振いわゆるサージングを生じ、カムプロフィールに追従すれば開弁すべきであるのに、開弁状態に止どまる事態を招く。これは弁開閉時期を狂わせることを意味し、機関の正常な運転をできなくしてしまう。また、閉弁時期が狂って開弁したままであると、上昇してくるピストンとの干渉を生じて破損を生じる(クワッシュ)こともある。

ここに、サージングの生ずる回転数(以下「サージング回転数」と称す。)は、弁ばね10に固有の値であり、かつ取り付け荷重やばね定数を大きく

図に示すようにもともと大きく、したがって、こうした動弁系駆動トルクが増大すると、第15図に示すように燃費の悪化として顕れ返ってくるとともに、低中速域での出力の低下を招いてしまう。すなわち、高速域までサージングを生じないようにすることが、一方で低中速域での燃費性能の悪化と出力低下を招いてしまうのである。

この発明は、こうした従来の問題点に着目してなされたもので、機関回転数に応じて弁ばねの取り付け荷重を適切に設定するようにした動弁装置を提供することを目的とする。

(問題点を解決するための手段)

第1の発明では、弁ばねに付与した取り付け荷重にて閉弁保持させた吸排気弁をカムプロフィールに従い弁ばね荷重に抗して開弁させるようにした内燃機関の動弁装置を前提として、前記弁ばねの取り付け荷重を増減する油圧アクチュエータと、このアクチュエータに導く油圧を機関回転数が高くなるほど大きくする油圧制御手段を付加して設けた。

すると高くなり、機関回転数に左右されることはない。これを第13図に示すと、機関回転数の上昇に伴い、動弁系回転数(機関の1/2で同期回転されることが多い。)も上昇し、この動弁系回転数がサージング回転数(一定値)に近付くと、サージングを生じる。

そこで、サージングを生じないようにサージング回転数は、実用回転数領域を外れて高い回転数に設定されるのであるが、最近のように出力向上をめざして機関に高速回転が要求されるようになると、それだけ実用回転数領域が高い回転数領域へと拡大するので、弁ばねの取り付け荷重やばね定数を大きくせざるを得なくなる。

しかしながら、取り付け荷重やばね定数を大きくすると、この取り付け荷重を初期値とする弁荷重に抗して吸排気弁を開弁させなければならないのだから、それだけ弁荷重に抗してする仕事(動弁系駆動トルク)が増大することになる。ここに、低中速域では、その機関出力がそれほど大きくない反面、動弁系駆動トルク(損失トルク)は第14

次に、第2の発明では、弁ばねに付与した取り付け荷重にて閉弁保持させた吸排気弁をカムプロフィールに従い弁ばね荷重に抗して開弁させるようにした内燃機関の動弁装置を前提として、前記弁ばねの取り付け荷重を増減する油圧アクチュエータと、このアクチュエータに導く油圧を機関回転数が高くなるほど大きくする油圧制御手段と、機関温度を検出する温度検出手段と、この検出手段の信号に基づいて冷機時には前記アクチュエータに導かれる油圧を低くする油圧適し手段とを設けた。

(作用)

第1の発明において、このように構成すると、機関回転数に応じて取り付け荷重が可変に制御され、低中速域では取り付け荷重が小さくされるので、機関出力のそれほど大きくない低中速域では、出力性能に大きく影響する損失トルク(動弁系の駆動トルク)が減少し、これにより燃費性能と出力特性が向上する。

なお、取り付け荷重が小さくなると、この取り

## 特開昭62-237016 (3)

付け荷重と相関を有するサージング回転数が低くなるのであるが、取り付け荷重を小さくする低中速域では動弁系回転数も低くなる。サージングの問題は、これら2者の回転数の相対的な関係に起因するものであり、サージング回転数が動弁系回転数よりも相対的に高い値である限り絶対値そのものが低くとも、サージングは生じない。すなわち、この関係を満足する範囲内で取り付け荷重が低く設定されている。

次に、第2の発明において、弁ばねの取り付け荷重を可変制御するため、油圧アクチュエータに導かれる油圧が冷機時には暖機時よりも高くなるので、冷機時にはこの温度差に応じた圧力差だけ取り付け荷重が大きくなろうとするが、冷機時には油圧アクチュエータに導かれる油圧の一部が逃されるので、取り付け荷重が過度に増大することなく、冷機時においても暖機時と同様の適正な油圧に設定される。これにより、冷機時における燃費や出力性能の低下が防止される。

以下実施例を用いて説明する。

これにより油圧アクチュエータが形成され、油圧室28に導かれる油圧と弁ばね10の付勢力とがバランスするまで、弁ばね10が押し縮められ、この縮み量にて取り付け荷重が定まる。

次に、油圧制御手段は、通常オイルポンプ28と弁装置とから構成され、ここでは機関回転数の上昇に合わせて油圧を高くする必要があるが、ポンプ駆動を機関回転に依存させるオイルポンプ(たとえばトロコイドポンプ、ギヤポンプ)を使用するのであれば、機関回転の上昇とともに油圧が高くなるので、弁装置は不要である。このため、弁装置は設けられておらず、油圧はオイルポンプ28にて直接に可変制御される。なお、26は逆流防止用のチェック弁、27は所定値以上の油圧をオイルパン29に戻す油圧レギュレータ(リリーフ弁)である。また、24は油圧ピストン22の飛び出し防止用のストッパである。

以上のように構成した場合の作用を第2図の特性図を参照しながら説明する。

油圧室23にはオイルポンプ28から供給され

(実施例)

先に、第1の発明から説明すると、第1図はこの発明の第1実施例の断面構成図で、この型の吸気弁用の動弁装置に適用したものである。すなわち、その弁軸部7Bが弁案内4を介して図中上下方向に滑動自由に取り付けられ、吸気弁7を図中上方に付勢する弁ばね10にて閉弁保持されている。

この発明の特徴は、機関回転数が高くなるほど弁ばね10の取り付け荷重を大きくする手段を付加することである。そこで、この例では潤滑油を作動油として利用することにし、この手段を油圧アクチュエータと油圧制御手段とから構成する。

すなわち、弁案内4の周囲のシリンダヘッド1に弁軸7Bと同心のシリンダ21を穿設し、シリンダ21を滑動する油圧ピストン22を密接嵌合させ、油圧ピストン22とリテーナ8との間に吸気弁と同心の弁ばね10を圧縮状態で介装する。

一方、油圧ピストン22の下部に形成された油圧室23には、油圧通路25を介して油圧を導く。

油圧が作用するので、この油圧Pと受圧ピストン面積Aとの積PAに相当する力が弁ばね10の圧縮方向に作用する。このため、この力PAと弁ばね10の付勢力とがバランスする位置まで弁ばね10が押し縮められる。このバランスする位置での弁ばねの縮み量をxとすると、 $F = kx$ (ただし、kはばね定数である。)で与えられる荷重が取り付け荷重となる。なお、油圧室23からの逆流はチェック弁26で防止されるが、供給油圧が低下すると、ピストン22揺動部からの漏れ分があるため、油圧室23の圧力は、結局低下した圧力と一致するまで低下する。

ここに、 $F = PA$ よりFはPに比例するので、油圧Pが機関回転数の上昇に応じて第2図の下部に示す曲線(実線)を描くと、弁取り付け荷重もこれに比例した曲線(破線)を描く。すなわち、取り付け荷重は機関回転数が高くなるほど大きくなる値として設定される。

ところが、従来例では、弁取り付け荷重は同図にも示すように機関回転数に応じて変えることが

## 特開昭62-237016 (4)

できないので、実用運転域でのサージングを回避するために高い値に設定せざるを得ない。

しかし、従来例と相違してこの実施例によれば、機関回転数が低くなる低中速域において、油圧の低下に応じて弁取り付け荷重を大幅に低くすることができる。弁取り付け荷重が小さくなると、弁リフト時の弁重量もその分小さくなり、動弁系駆動トルクが低減する。動弁系駆動トルクは損失トルクであり、出力トルクがあまり大きくない低中速域において、この損失トルクを低減することは、それだけ出力に上乘せることができることを意味し、これにより低中速域での燃費性能や出力特性を向上させることができるのである。

なお、弁取り付け荷重が小さくなると、これに応じてサージング回転数も低下するので、このサージング回転数がそのときの動弁系回転数に近付くとサージングを生じてしまう。そこで、基本的には、下式にて与えられるサージング回転数  $N_o(rpm)$  が弁取り付け荷重に応じて変化しようとも、そのときの動弁系回転数よりも相対的に高く設定

方切換弁30を介装したもの、第5図は油圧室2'：3内に弁ばね10を圧縮する方向に付勢するばね40を介装したものである。また、第6図はシリンダヘッド1に表面硬度の高い円筒状ライナ50を圧入固定し、このライナ50内を油圧ピストン22が滑動するようにしたもの、第7図はピストン60の取付面にリセス(くぼみ)61,62を設けたものである。

なお、第3図において三方切換弁30は回転センサ31にて検出される機関回転数が所定の回転数となったときに制御回路32から出力されるON信号にて切換えられる。また、第6図においてライナ50にはストッパ51が一体に形成されている。

これらの実施例によっても第1実施例と同様の作用効果を奏するのであるが、さらに第3図の例では、第4図にも示すように、弁取り付け荷重を低中速域において一段と低下させることができるので、燃費性能や出力特性の向上がさらに図れる。なお、この場合にも動弁系回転数よりもやや高い

しておく必要がある。

$$N_o = (60/\pi)(9800 \cdot F_{max}/W_e \cdot a_{min})$$

ただし、 $F_{max}$ ：弁荷重の最大値

$W_e$ ：弁重量

$a_{min}$ ：弁加速度の最小値

すなわち、サージング回転数がそのときの動弁系回転数よりも相対的に高くなる範囲内で、第2図に示す弁取り付け荷重の初期値を選定することになる。こうして弁取り付け荷重を定めた場合のサージング回転数を第2図において一点鎖線にて示している。

これにより、低回転より高回転までの実用運転域にわたってサージングを生じることなく機関運転を行うことができ、同時に、低中速域での燃費性能と出力特性を向上することができるのである。

次に、第3図、第5図～第7図はこの発明の第2実施例～第5実施例の各断面構成図であり、第3図は油圧室23とチェック弁26との間の油圧通路に所定の機関回転数(たとえば3000rpm)以下で油圧の一部を逃し通路33を介して過す三

サージング回転数が得られる弁重量となるようにその油圧を確保している。

また、第5図によれば、弁取り付け荷重の一部をばね40に負担させることにより、オイルポンプ28に吐出能力上の余裕が生まれ、油圧ピストン22の応答性を向上させて過渡時の燃費や出力を向上することができ、第6図によれば、装置の耐摩耗性の向上と保守の容易さを得ることができる。また第7図によれば、弁最大リフト時でも、吸排気弁7,63とピストン60の干渉を回避してフェイルセーフの機能を保持させることができる。

次に、第2の発明を説明すると、第8図、第10図はそれぞれこの発明の第1実施例、第2実施例の断面構成図であり、第1図、第3図の実施例に適用したものである。

ここに、第2の発明は、第1の発明の取り付け荷重制御手段を、油圧アクチュエータと油圧制御手段とで構成する場合に、機関温度に拘わらず弁ばね10の取り付け荷重を適切に設定することが

## 特開昭62-237016 (5)

できるように、油圧に大きく影響する機関温度を考慮したものである。

すなわち、油圧を作動媒体として使用する場合には、油圧装置の性能がその粘度に大きく影響され、冷機時と暖機時とでは同じ油圧を維持することができないので、暖機時にマッチングした場合には冷機時に油圧補正をしてやる必要があるのである。

たとえば、一般に、尚温時には粘度が低下し、オイルポンプの内部漏れを大きくするので、容積効率は低下させ、これにより、低温時と比較すると、設定油圧が低くならざるを得ない。このため、暖機時にマッチングすると、冷機時には設定油圧を越えて大きくなり、これにより弁取り付け荷重を増大させ、燃費性能や出力特性が暖機時よりも不良となる結果を招くのである。

そこで、第2の発明は、機関温度に応じて油圧室23に導かれる油圧を可変制御するようにしたのであり、この点が第2の発明の特徴部分となる。

すなわち、この油圧制御手段は、チェック弁2

の作用効果が得られることはもちろであるが、さらに、機関温度に拘わらず、同様の燃費性能と出力特性を得ることができる。

(発明の効果)

以上説明したように、第1の発明によれば、弁ばねの取り付け荷重を機関回転数が高くなるほど大きくする手段を設けたので、低中速域での動弁系の駆動トルクの大幅な低減を可能とし、これによりサージングを排除しつつこの域での燃費性能や出力特性を向上することができる。

また、第2の発明によれば、冷機時には油圧アクチュエータに導かれる油圧を低くする油圧遮断手段を設けたので、機関冷機時に弁ばね荷重が不必要に増大するのを防止し、暖機後と同様に燃費の改善が図れる。

図面の簡単な説明

第1図は第1の発明の第1実施例の断面構成図、第2図はこの実施例の作用を説明する特性線図である。第3図はこの発明の第2実施例の断面構成図、第4図はこの実施例の作用を説明する特性線

図である。6と油圧レギュレータ27との間の油圧通路に介装される流量制御弁(電磁弁)70と、機関温度としての油温(冷却水温度でもよい。)が所定値以下でONとなる油温センサ71と、この油温センサ71からの信号がONとなると流量制御弁70に通電を行って閉弁させる制御回路72とから構成され、このセンサ信号がONとなると、油圧室23への油圧の一部を遮断通路73を介して遮断することにより、油圧ピストン22に作用する油圧を暖機時と同じ程度にまで低下させるようにしたものである。

これをさらに第9図、第11図を参照しながら説明すると、同図の下部に冷機時(破線)と暖機時(実線)の油圧特性の相違を示し、弁取り付け荷重を暖機時にマッチングしてあると、この差圧分だけ冷機時に弁取り付け荷重が過剰になる。そこで、この差圧分を流量制御弁70を開弁させて遮断することにより、冷機時であっても、暖機時と同様の油圧特性が得られるようにするのである。

したがって、これらの例では第1の発明と同様

図である。

第5図～第7図はこの発明の第3実施例～第5実施例の断面構成図である。

第8図は第2の発明の第1実施例の断面構成図、第9図はこの実施例の作用を説明する特性線図である。第10図はこの発明の第2実施例の断面構成図、第11図はこの実施例の作用を説明する特性線図である。

第12図は従来例の断面構成図、第13図はこの従来例の作用を説明する特性線図、第14図、第15図はそれぞれ機関回転数に対する動弁系駆動トルク、弁荷重に対する燃費悪化率を示す一般的な特性線図である。

1…シリンダヘッド、2…燃焼室、4…弁室内、6…弁座、7…吸気弁、7A…弁頭、7B…弁軸、7C…上部軸端部、8…リテーナ、10…弁ばね、21…シリンダ、22…油圧ピストン、23…油圧室、24…ストッパ、25…油圧通路、26…チェック弁、27…油圧レギュレータ、28…オイルポンプ、29…オイルパン、30…三方切換

特開昭62-237016 (6)

弁、31…回転センサ、32…制御回路、33…  
 遮し通路、40…ばね、50…ライナ、51…ス  
 トップ、60…ピストン、61、62…リセス、  
 63…排気弁、70…流量制御弁、71…抽吸セ  
 ンサ、72…制御回路、73…遮し通路。

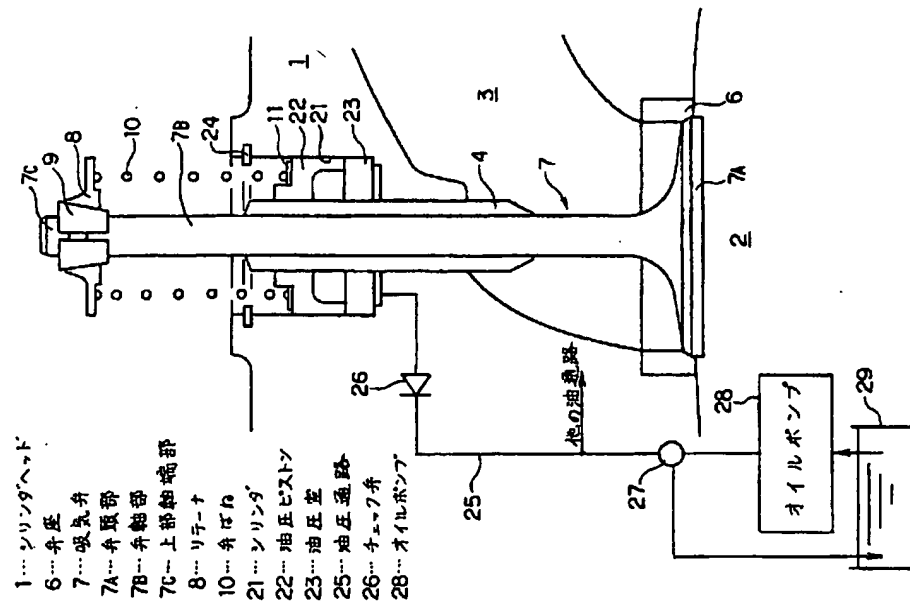
特許出願人 日産自動車株式会社

代理人 弁理士 後 藤 政 喜

(外1名)

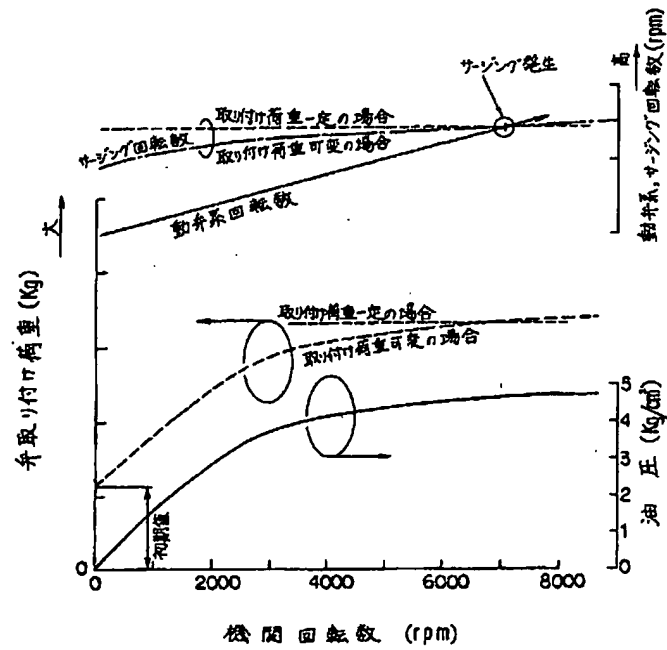


第1図

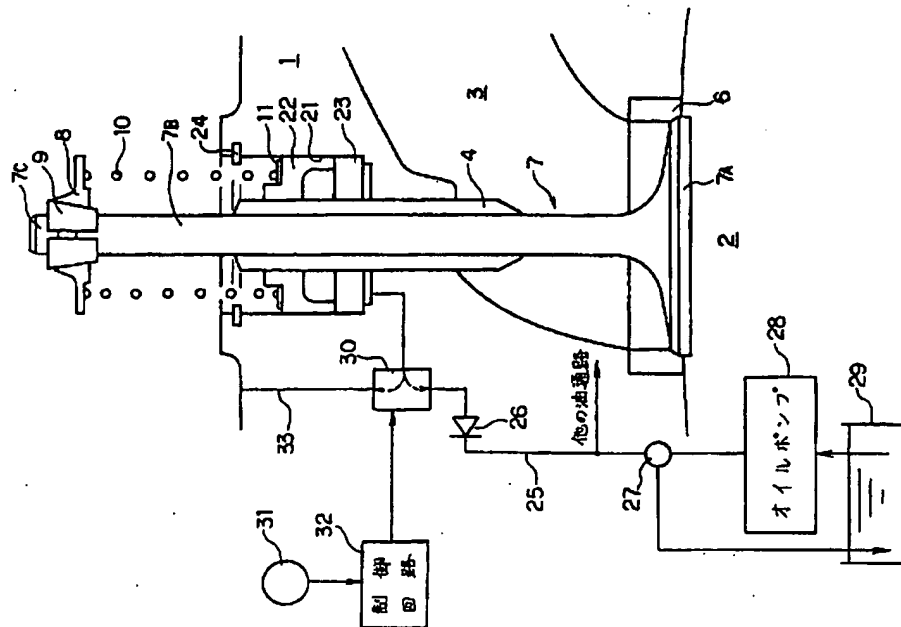


特開昭62-237016 (7)

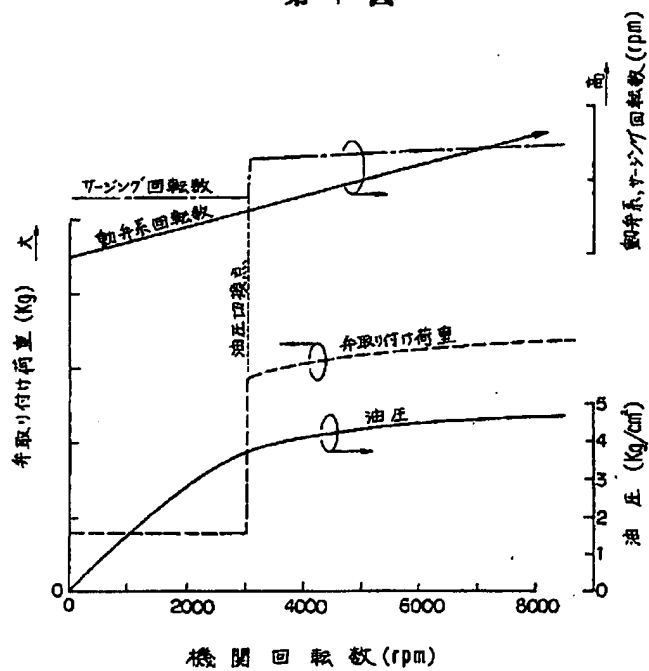
第2図



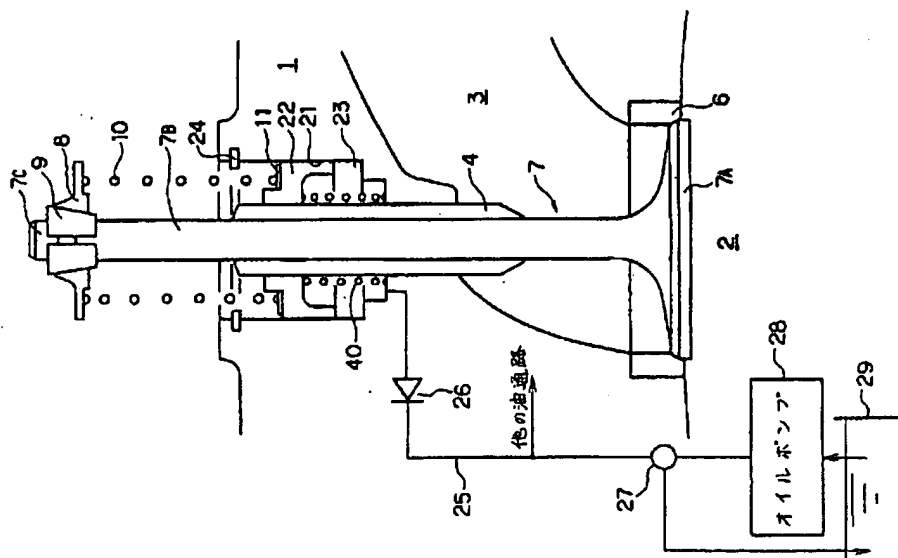
第3図





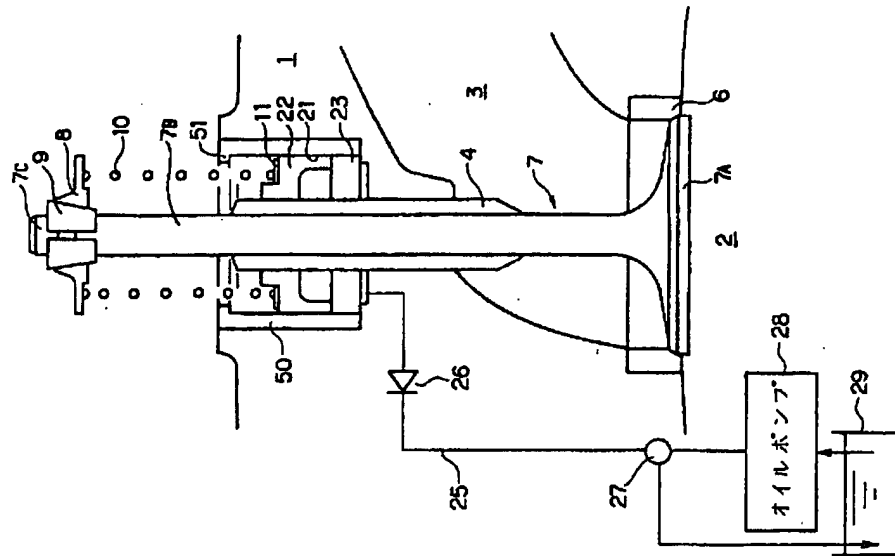


五集

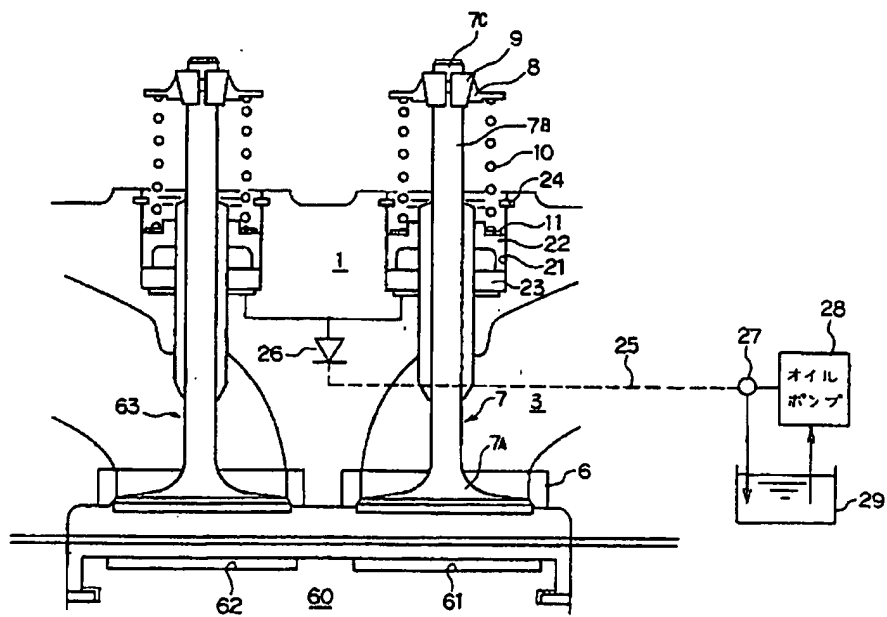


特開昭62-237016 (9)

第 6 図

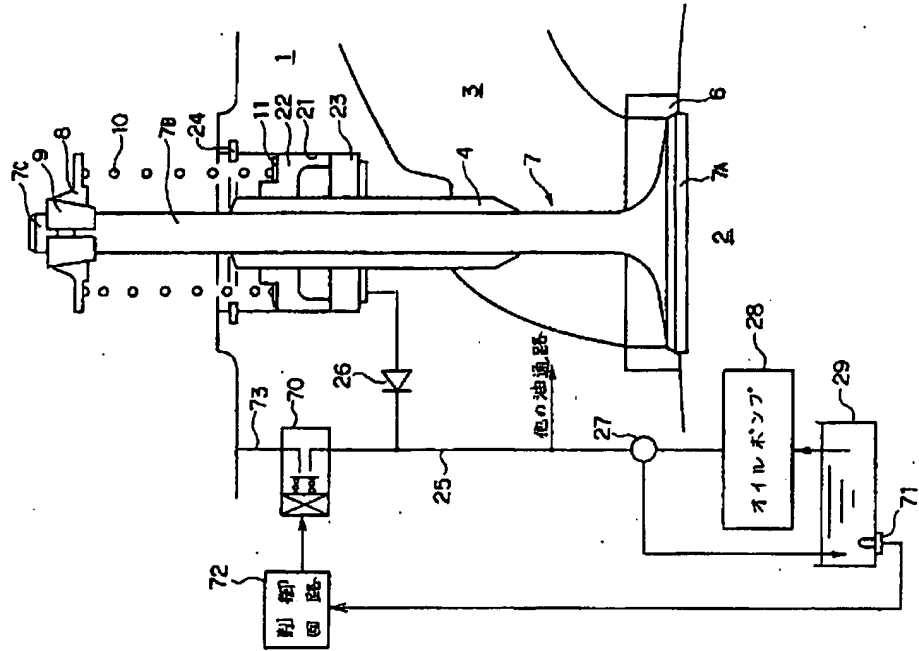


第 7 図

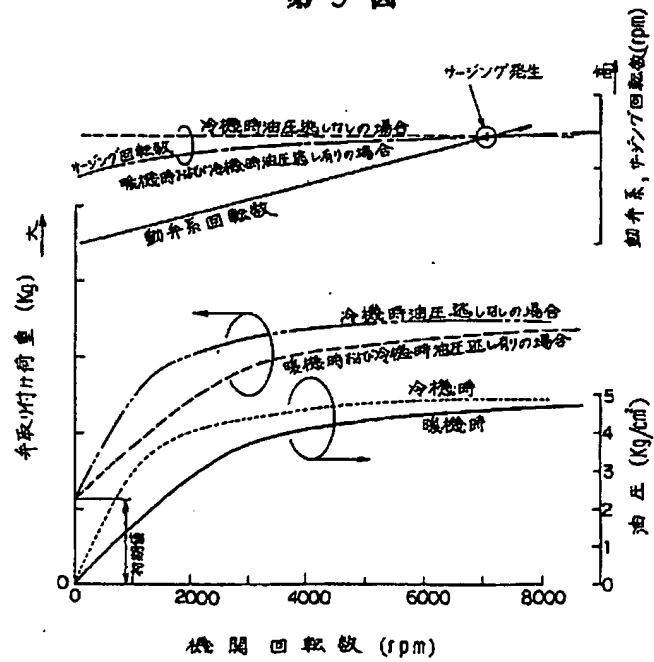


特開昭62-237016 (10)

第 8 図

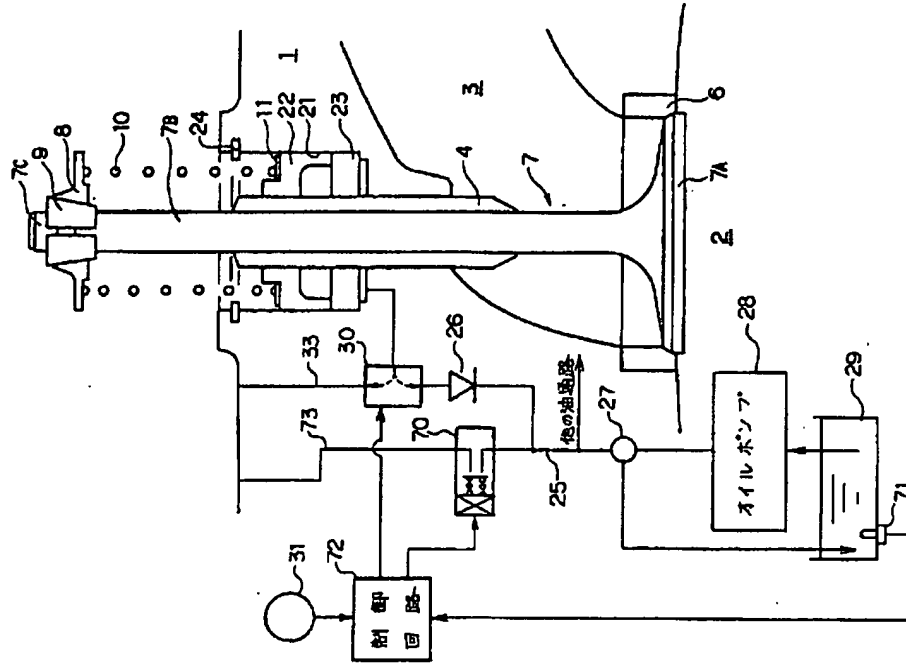


第 9 図

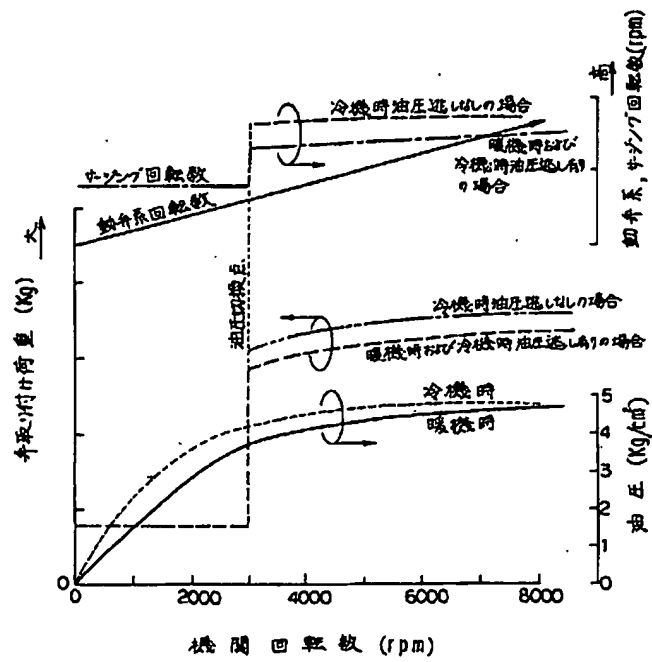


特開昭62-237016 (11)

第10図

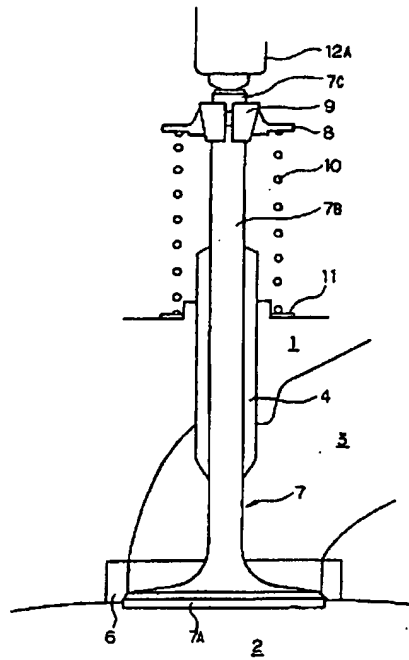


第11図

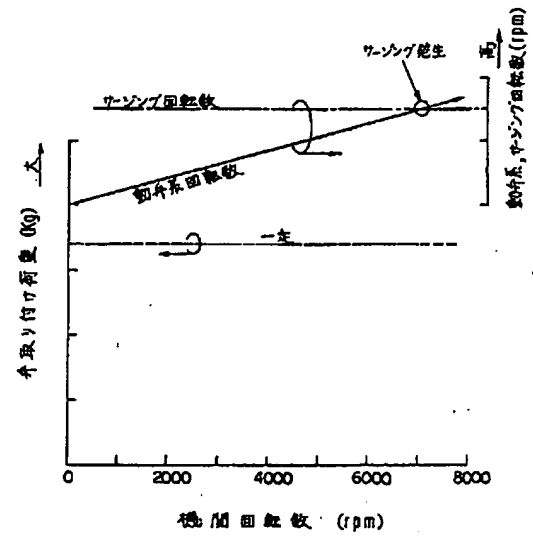


特開昭62-237016 (12)

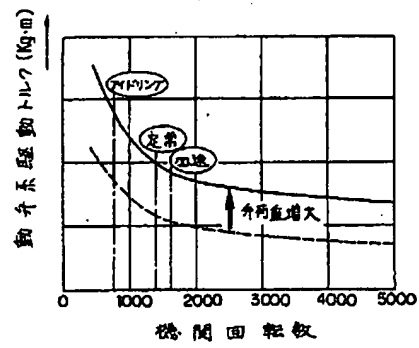
第12図



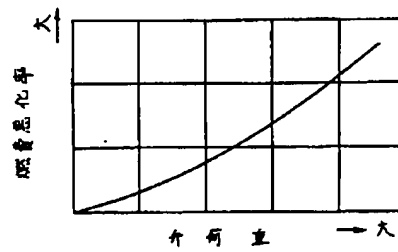
第13図



第14図



第15図



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**